

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2004年1月29日 (29.01.2004)

PCT

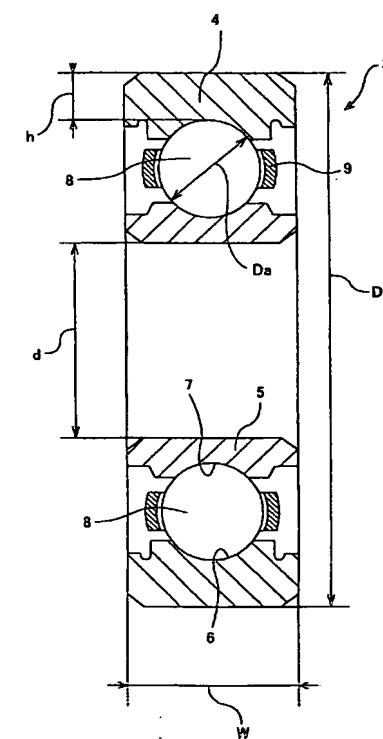
(10) 国際公開番号
WO 2004/010016 A1

(51) 国際特許分類⁷: F16C 33/58, 33/32, 19/06
 (21) 国際出願番号: PCT/JP2003/009209
 (22) 国際出願日: 2003年7月18日 (18.07.2003)
 (25) 国際出願の言語: 日本語
 (26) 国際公開の言語: 日本語
 (30) 優先権データ:
 特願2002-213785 2002年7月23日 (23.07.2002) JP
 特願2002-242861 2002年8月23日 (23.08.2002) JP
 (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 日本精工株式会社 (NSK LTD.) [JP/JP]; 〒141-8560 東京都品川区 大崎一丁目6番3号 Tokyo (JP).
 (72) 発明者: および
 (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 武村 浩道 (TAKEMURA,Hiromichi) [JP/JP]; 〒251-0021 神奈川県藤沢市鵠沼神明1丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP).
 (74) 代理人: 鴨田 朝雄, 外 (KAMODA,Asao et al.); 〒105-0003 東京都 港区 西新橋2丁目15番17号 レインボービル8階 Tokyo (JP).
 (81) 指定国(国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

(続葉有)

(54) Title: ROLLING BEARING

(54) 発明の名称: 転がり軸受



(57) Abstract: A rolling bearing, wherein $0.4Da \leq h \leq 0.8Da$ where the minimum wall thickness of the portion thereof where an outer ring raceway track is provided at the axial center part of an outer ring is (h) and the outside diameter of rolling elements is (Da) and the dimensions of the rolling bearing are restricted so that a value (K) calculated by $\{(h^{1.5} \cdot W) / (D a^{1.1} \cdot D^{0.5})\}$ can satisfy $1.20 \leq K \leq 2.00$ where the outside diameter of the outer ring is (D), the axial width of the outer ring is (W), and the minimum wall thickness of the portion where the outer ring raceway track is provided at the axial center part of the outer ring is (h) even if the outer ring (4a) is fixed to a transmission case with a low rigidity, the outer ring can be prevented from being elastically deformed without recklessly increasing (thickening) the wall thickness (h) of the outer ring, and the outer ring can be prevented from being prematurely peeled off due to the elastic deformation thereof by sufficiently assuring the rigidity of the outer ring without recklessly increasing the size of the outer ring.

(57) 要約: 外輪の軸方向中央部で外輪軌道を設けた部分の最小肉厚を h とし、各転動体の外径を Da とした場合に、 $0.4Da \leq h \leq 0.8Da$ とする。この結果、剛性の低い変速機ケースに上記外輪 4a を固定する場合でも、この外輪の肉厚 h を従に大きく(厚く)する事なく、この外輪の弾性変形を防止できる。外輪の外径を D とし、この外輪の軸方向に関する幅を W とし、この外輪の軸方向中央部で上記外輪軌道を設けた部分の最小肉厚を h とし、上記各玉の直径を Da とした場合に、 $\{(h^{1.5} \cdot W) / (D a^{1.1} \cdot D^{0.5})\}$ で計算される値 K が、 $1.20 \leq K \leq 2.00$ を満たす様に、各寸法を規制する。この結果、この外輪を従に大型化する事なく、この外輪の剛性を十分に確保して、この外輪の弾性変形に基づく早期剥離を防止できる。

WO 2004/010016 A1



(84) 指定国(広域): ARIPO 特許 (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:
— 國際調査報告書

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

明細書

転がり軸受

5 技術分野

本発明は、例えば、自動車用オルタネータやベルト式無段変速機のブーリ、或は、マニュアルトランスマッション、オートマチックトランスマッションを構成する歯車等、各種回転機械装置の回転部材を回転自在に支持する為の転がり軸受の耐久性確保に関する。

10

背景技術

最初に、CVTフルード（ATF兼用油を含む）として低粘度のものを用い、しかも、剛性の低い変速機ケースに組み込んだ転がり軸受について説明する。

自動車用の自動変速機用の変速ユニットとしてベルト式無段変速機が、例えば
15 実公平8-30526号公報等に記載されている様に、従来から各種考えられ、その一部は実際に使用されている。図1は、この様なベルト式無段変速機の基本構造を略示している。このベルト式無段変速機は、互いに平行に配置された入力側回転軸1と出力側回転軸2とを有する。これら各回転軸1、2は、特許請求の範囲に記載した固定の部分である、図示しない変速機ケースの内側に、それぞれ
20 1対ずつの転がり軸受3により、回転自在に支持している。

これら各転がり軸受3はそれぞれ、図2に詳示する様に、互いに同心に設けられた外輪4と内輪5とを有する。このうちの外輪4は、内周面に外輪軌道6を、内輪5は外周面に内輪軌道7を、それぞれ有する。そして、これら外輪軌道6と内輪軌道7との間に複数の転動体8を、保持器9により保持した状態で、転動自在に設けている。それぞれがこの様に構成される、上記各転がり軸受3は、それぞれの外輪4を上記変速機ケースの一部に内嵌固定し、それぞれの内輪5を上記入力側回転軸1又は上記出力側回転軸2に外嵌固定している。そして、この構成により、これら両回転軸1、2を上記変速機ケースの内側に、回転自在に支持している。尚、上記各転がり軸受3として従来は、外輪4、内輪5、各転動体8を、

一般的な軸受鋼 2 種 (S U J 2) により造ったものを使用していた。

上記両回転軸 1、2 のうちの入力側回転軸 1 は、エンジン等の駆動源 10 により、トルクコンバータ或は電磁クラッチ等の発進クラッチ 11 を介して回転駆動される。又、上記入力側回転軸 1 の中間部で 1 対の転がり軸受 3 の間に位置する 5 部分に駆動側ブーリ 12 を設け、この駆動側ブーリ 12 と上記入力側回転軸 1 とが同期して回転する様にしている。この駆動側ブーリ 12 を構成する 1 対の駆動側ブーリ板 13a、13b 同士の間隔は、駆動側アクチュエータ 14 で一方（図 1 の左方）の駆動側ブーリ板 13a を軸方向に変位させる事により調節自在である。即ち、上記駆動側ブーリ 12 の溝幅は、上記駆動側アクチュエータ 14 により 10 拡縮自在である。

一方、上記出力側回転軸 2 の中間部で 1 対の転がり軸受 3 の間に位置する部分に従動側ブーリ 15 を設け、この従動側ブーリ 15 と上記出力側回転軸 2 とが同期して回転する様にしている。この従動側ブーリ 15 を構成する 1 対の従動側ブーリ板 16a、16b 同士の間隔は、従動側アクチュエータ 17 で一方（図 1 の 15 右方）の従動側ブーリ板 16a を軸方向に変位させる事により調節自在である。

即ち、上記従動側ブーリ 15 の溝幅は、上記従動側アクチュエータ 17 により拡縮自在である。そして、この従動側ブーリ 15 と上記駆動側ブーリ 12 とに、無端ベルト 18 を掛け渡している。この無端ベルト 18 としては、金属製のものを使用している。

20 上述の様に構成するベルト式無段変速機では、前記駆動源 10 から上記発進クラッチ 11 を介して上記入力側回転軸 1 に伝達された動力は、上記駆動側ブーリ 12 から上記無端ベルト 18 を介して、上記従動側ブーリ 15 に伝達される。尚、この無端ベルト 18 として従来から、押し付け方向に動力を伝達するものと、引っ張り方向に動力を伝達するものとが知られている。何れにしても、上記従動側ブーリ 15 に伝達された動力は、上記出力側回転軸 2 から減速歯車列 19、デファンシャルギヤ 20 を介して駆動輪 21 に伝達される。上記入力側回転軸 1 と出力側回転軸 2 との間の変速比を変える場合には、上記両ブーリ 12、15 の溝幅を互いに関連させつつ拡縮する。

例えば、上記入力側回転軸 1 と出力側回転軸 2 との間の減速比を大きくする場

合には、上記駆動側ブーリー12の溝幅を大きくすると共に、上記従動側ブーリー15の溝幅を小さくする。この結果、上記無端ベルト18の一部でこれら両ブーリー12、15に掛け渡された部分の径が、上記駆動側ブーリー12で小さく、上記従動側ブーリー15で大きくなり、上記入力側回転軸1と出力側回転軸2との間で減速が行なわれる。反対に上記入力側回転軸1と出力側回転軸2との間の増速比を大きく（減速比を小さく）する場合には、上記駆動側ブーリー12の溝幅を小さくすると共に、上記従動側ブーリー15の溝幅を大きくする。この結果、上記無端ベルト18の一部でこれら両ブーリー12、15に掛け渡された部分の径が、上記駆動側ブーリー12で大きく、上記従動側ブーリー15で小さくなり、上記入力側回転軸1と出力側回転軸2との間で増速が行なわれる。

上述の様に構成され作用するベルト式無段変速機の運転時には、各可動部に潤滑油を供給して、これら各可動部を潤滑する。ベルト式無段変速機の場合に使用する潤滑油としては、CVTフルード（ATF兼用油を含む）を使用している。この理由は、金属製の無端ベルト18と駆動側、従動側両ブーリー12、15との摩擦係合部の摩擦係数を増大し、且つ、安定させる為である。そして、上記CVTフルードを300cc/min以上の流量で上記摩擦部に循環させ、この摩擦部を潤滑している。又、上記CVTフルードの一部は、前記各転がり軸受3の内部を（例えば20cc/min以上の流量で）通過して、これら各転がり軸受3の転がり接触部を潤滑する。従って、これら各転がり軸受3の内部に、上記無端ベルト18と上記両ブーリー12、15との摩擦に伴って発生する摩耗紛や、前記減速歯車列19での摩擦に伴って発生したギア紛等の異物が、CVTフルードに混入した状態で入り込む可能性が高い。この様な異物は、上記各転がり軸受3の転がり接触部を損傷して、その耐久性を低下させる原因となる。

この為従来は、上記各転がり軸受3の軸受サイズを大きくしたり、或は各転動体8の直径Daを大きくする等により、上記各転がり軸受3の基本動定格荷重を大きくし、これら各転がり軸受3の寿命に余裕を持たせていた。ところが、この様に基本動定格荷重を確保すべく上記各転動体8の直径Daを大きくすると、上記ベルト式無段変速機の小型軽量化を図る為には、前記外輪4の肉厚Tを小さく（薄く）する必要がある。しかも、この外輪4を固定する前記変速機ケースの剛

性が低い場合に、この様に外輪4の肉厚Tを小さくすると、この外輪4が弾性変形し易くなると共に、この変形に伴ってこの外輪4に過大な曲げ応力が加わり、上記各転がり軸受3の寿命が低下する可能性がある。

例えば、社団法人日本トライボロジー学会のトライボロジー会議予稿集（盛岡
5 1992-10）E-33の793～796頁には、軌道輪に70 MPaの曲げ応力を付与した状態で転がり軸受を運転した場合に、この転がり軸受の寿命が曲げ応力を付与しない場合に比べて1/4～1/5に低下する事が記載されている。又、この様な寿命の低下を防止する為に、残留圧縮応力を付与した材料により上記軌道輪を造る事が有効である事が記載されている。ところが、この様な残留圧
10 縮応力を付与した材料を用いるには、上記軌道輪に浸炭鋼を採用すると共に、この軌道輪の軌道面にショットピーニング等の機械加工を施す必要があり、コストが嵩む可能性がある。

近年、ベルト式無段変速機の効率を確保し、運転時に発生する騒音を少なく抑えると共に、駆動側、従動側両ブーリ12、15や無端ベルト18の摩耗を抑え
15 事を目的に、CVTフルードとしてより粘度の低いものを使用する事が考えられている。この様な場合に、入力側、出力側各回転軸1、2を支持する為の転がり軸受3として標準的なものを使用すると、早期剥離が発生する可能性が大きくなると考えられる。即ち、ベルト変動に伴うラジアル方向及びアキシアル方向の振動の働きにより、外輪4及び内輪5が弾性変形し易くなると共に、これら外輪
20 4及び内輪5に過大な曲げ応力が加わる。そして、この様な変形及び過大な曲げ応力に伴って、外輪軌道6及び内輪軌道7と転動体8の転動面との転がり接触部で滑りに基づく金属接触が発生し易くなり、この様な金属接触によりこれら外輪軌道6、内輪軌道7、転動体8の転動面で早期剥離が発生する可能性が大きくなる。

25 即ち、ベルト式無段変速機の運転時に上記転がり軸受3の温度は100°Cを超える場合があり、この転がり軸受3の内部に入り込んでこの転がり軸受3の転がり接触部を潤滑するCVTフルードの動粘度は、 $10 \text{ mm}^2/\text{sec}$ 以下の、相当に低い値となる。又、上記転がり接触部に供給されるCVTフルードの量が不足する傾向となる可能性もある。しかも、固定の部分である変速機ケースの剛性が小

さい場合には、この変速機ケースに固定した外輪4が弾性変形し易くなり、この変形に伴って、上記転がり接触部で転動体8の差動、公転、スピニに基づく滑りが発生し易くなる。この結果、上述の様なCVTフルードの不足と相まって、上記転がり接触部で油膜切れが起こり易くなる。そして、この様な油膜切れが起こった場合には、上記外輪軌道6や転動体8の転動面が活性化された状態となり、例えば水素侵入による水素脆性剥離や金属接触に伴う表面疲労が促進し、早期剥離が発生する可能性が大きくなる。

一方、ヘルツの弾性接触論によれば、転がり接触下での最大剪断応力は、軌道面からの深さが凡そ転動体の直径の2%の位置で発生すると計算されている。この場合に、最大剪断応力の発生する軌道輪の肉厚は、半無限大として計算されている。これに対して、標準的JIS名番の転がり軸受の場合、軌道輪の肉厚を、最大剪断応力の発生位置の10倍程度、即ち転動体8の直径の20%程度とする傾向にある。この理由は、軌道輪を剛性の高い部分に固定する場合は、この軌道輪の肉厚が転動体の直径の20%程度あれば、この軌道輪の肉厚を半無限大として考える上記ヘルツの弾性接触論が成り立ち、しかも、実験的に十分な耐久性を確保できると考えられている為である。従って、ベルト式無段変速機に組み込む転がり軸受3の場合、変速機ケースの剛性が低いと、この転がり軸受3の耐久性を確保すべく、この変速機ケースに固定する外輪4の肉厚を大きく（厚く）する必要がある。ところが、この様に外輪4の肉厚をただ単に大きくしただけでは、大型化に伴う重量増大や転がり抵抗の増大を徒に招く為、好ましくない。

尚、特開平10-37951号公報には、内輪の肉厚に比べて外輪の肉厚を大きくする事により、工作機械用の転がり軸受の許容高速性能の向上を図る発明が記載されている。即ち、各転動体をセラミックス製とする事により、固定側軌道輪である外輪に加わる遠心力の低減を図り、更に、回転側軌道輪である内輪に生じる遠心力の低減を図るべく、この内輪の肉厚を2.5~4.0mmとし、且つ、この内輪の肉厚を上記外輪の肉厚の2.0~2.75倍とする構造が記載されている。但し、この構造で外輪の肉厚を内輪の肉厚よりも大きくする理由は、あくまでも内輪の肉厚を小さくする事による遠心力の低減が目的であり、剛性の低い部分に固定する外輪の弾性変形を防止する為のものではない。しかも、上記各転

動体をセラミックス製のものとする為、材料コストや加工コストが嵩む事が避けられない。更には、外輪の肉厚が過大である為、後述する様に、転動体の転動面を損傷し易い。

次に、例えばアルミニウム合金製の様な剛性の低いハウジングを有するオルタ
5 ネータに固定する転がり軸受について説明する。

自動車の駆動用エンジンを駆動源とした各種補機は、ハウジングに対し回転軸
を回転自在に支持すると共に、この回転軸の一端部で上記ハウジング外に突出した部分に、従動プーリを固定している。そして、この従動プーリに、無端ベルト
を介してエンジンのクランクシャフトの回転を伝達する事により、各種補機を駆
10 動自在としている。図3は、この様な各種補機のうち、自動車に必要な発電を行
なうオルタネータの1例を示している。このオルタネータ101は、アルミニウム合金等の軽量金属により造られたハウジング102の内側に回転軸103を、
1対の転がり軸受104により回転自在に支持している。これら各転がり軸受1
04は、外周面に内輪軌道105を形成した内輪106と、内周面に外輪軌道1
15 07を形成した外輪108と、これら内輪軌道105と外輪軌道107との間に
転動自在に配置した、それぞれが転動体である複数個の玉109とを備える。

又、上記回転軸103の中間部には、ロータ110と整流子111とを設けている。又、この回転軸103の一端部で上記ハウジング102外に突出した部分には、従動プーリ112を固定している。上記ハウジング102を図示しないエンジンに固定した状態で、上記従動プーリ112に図示しない無端ベルトを掛け渡し、この無端ベルトを介して、上記エンジンのクランクシャフトの回転を上記回転軸103に伝達自在としている。又、上記ハウジング102の内側で上記ロータ110の周囲に存在する部分には、ステータ113を固定している。この様に構成するオルタネータ101は、上記エンジンの回転により、上記ロータ11
25 0を設けた回転軸103を回転させ、このロータ110と対向する上記ステータ113に電流を生じさせる。

上述の様に構成するオルタネータ101の場合、使用時に、各転がり軸受104を構成する内輪106が回転しつつ、無端ベルトの張力に基づいて、これら各内輪106に常に同一方向のラジアル荷重が付与される。そして、この様なラジ

アル荷重が各玉109を介して外輪108に加わると、この外輪108を固定したハウジング102の剛性が低い場合に、このハウジング102と共に上記外輪108が弾性変形する可能性がある。この様な外輪108の弾性変形は、この外輪108に早期剥離等の損傷を生じる原因と考えられている。

5 即ち、上記ラジアル荷重に基づいて上記ハウジング102と共にこの外輪108が弾性変形すると、このラジアル荷重が上記外輪108に偏荷重として加わると共に、この外輪108が振動し易くなると考えられている。この様な偏荷重並びに振動は、内輪軌道105及び外輪軌道107と各玉109の転動面との転がり接触部にグリースや潤滑油等の潤滑剤の油膜を形成しにくくする。又、上記潤滑剤に水分が含まれていたり、外部から水分が侵入したりすると、やはり上記転がり接触部に油膜が形成されにくくなる可能性がある。そして、この様に転がり接触部に油膜が形成されにくくなると、上記内輪軌道105及び外輪軌道107と上記各玉109の転動面とが金属接触し易くなり、上記内輪軌道105及び外輪軌道107や各玉109の転動面に早期剥離が生じる可能性がある。

10 15 この様な早期剥離を防止すべく、例えば特開2001-221238号公報には、外輪の材料成分を規制する事により、又、特開平5-98280号公報には、グリースの材料成分を規制する事により、それぞれ早期剥離を防止する発明が記載されている。ところが、オルタネータや電磁クラッチ等の自動車用補機（電装部品）に組み込まれる転がり軸受の場合には、近年の技術革新に伴うエンジンの高性能化による高温化、高速化、及び、ベルトの張力増大に伴う高荷重化等の影響で、使用条件が一段と厳しくなっている。この為、転がり軸受や潤滑剤を構成する成分を規制するのみでは、こうした使用条件の変化に対応しきれず、早期剥離による寿命低下が生じる可能性が出てきた。

20

25 発明の開示

本発明は、アルミニウム合金製の様に、剛性の低い変速機ケースに外輪を固定する場合でも、転がり接触部を構成する外輪軌道、内輪軌道、転動体の転動面に、早期剥離等の損傷が発生しにくいベルト式無段変速機用転がり軸受を実現すべく発明したものである。

本発明の転がり軸受は、外輪と、内輪と、複数個の転動体とを備える。

このうちの外輪は、内周面に外輪軌道を有する。

又、上記内輪は、外周面に内輪軌道を有する。

又、上記各転動体は、上記外輪軌道と内輪軌道との間に転動自在に設けられて
いる。

そして、上記外輪を変速機ケース等の固定の部分に内嵌支持し、上記内輪を、
入力側、出力側各回転軸の端部又は中間部等、ベルト式無段変速機を構成するプ
ーリと共に回転する部分に外嵌支持して、このプーリを上記固定の部分に回転自
在に支持する。

10 特に、ベルト式無段変速機用転がり軸受に於いては、上記外輪の軸方向中央部
で上記外輪軌道を設けた部分の最小肉厚（径方向に関する厚さ）を h とし、上記
各転動体の直径を D_a とした場合に、 $0.4 D_a \leq h \leq 0.8 D_a$ 、より好まし
くは $0.4 D_a \leq h \leq 0.6 D_a$ を満たす。

上述の様に構成する本発明のベルト式無段変速機用転がり軸受の場合には、粘
15 度の低いC V Tフルードを使用し、しかも、剛性の低い変速機ケースに組み込む
場合でも、剥離寿命を十分に確保する事が可能になる。

即ち、例えばアルミニウム合金製の様に、剛性の低い変速機ケースに外輪を固
定する場合でも、この外輪の肉厚を徒に大きく（厚く）する事なく、この外輪が
彈性変形したり、この変形に伴ってこの外輪に過大な応力が加わる事を防止でき
20 る。この為、粘度の低いC V Tフルードを使用する事や、転がり軸受の内部に潤
滑油を多量に（例えば $20 \text{ cc}/\text{min}$ を大きく上回る程）流通させない事により、
外輪軌道及び内輪軌道と各転動体の転動面との転がり接触部に介在させる油膜の
強度を確保しにくい場合でも、この転がり接触部で金属接触の発生を防止して、
剥離寿命を十分に確保する事が可能になる。従って、必要とする耐久性を確保す
25 る為に、上記転がり軸受を大型化する必要がなくなり、入力側回転軸及び出力側
回転軸の回転支持部を小型且つ軽量に構成できると共に、回転抵抗の低減を図れ
る。この結果、ベルト式無段変速機の小型・軽量化及び伝達効率の向上を図れる。

特に、オルタネータや電磁クラッチ等の自動車用補機（電装部品）に組込まれ
る転がり軸受に於いては、上記外輪の外径を D とし、この外輪の軸方向に関する

幅をWとし、この外輪の軸方向中央部で上記外輪軌道を設けた部分の最小肉厚をhとし、上記各転動体の直徑をDaとした場合に、 $1.20 \leq \{ (h^{1.5} \cdot W) / (D a^{1.1} \cdot D^{0.5}) \} \leq 2.00$ を満たしている。

上述の様に構成する本発明の転がり軸受によれば、アルミニウム合金等の軽金属製の様に剛性の低いハウジングに外輪を固定する場合でも、この外輪延いては転がり軸受を徒に大型化する事なく、この外輪の剛性を十分に確保して、この外輪の弾性変形に基づく早期剥離を防止できる。

即ち、上記ハウジングの剛性が低いと、上記外輪はこのハウジングと共に無視できない程に弾性変形して負荷圏が狭くなる。即ち、この外輪が荷重の加わる部分を中心に径方向外側に広がる様に弾性変形して、広がった部分が荷重を支承しなくなる為、上記荷重が加わる部分に荷重が集中する傾向となる。そして、この様に荷重が集中する部分に上記各転動体が非負荷圏から突入すると、これら各転動体に急激に拘束力が加わり（拘束される程度が著しくなり）、これら各転動体の転動面と外輪軌道及び内輪軌道とで著しい滑りを生じ易くなる。そして、この滑りに伴って、これら各転動体の転動面と内輪軌道及び外輪軌道との転がり接触部に形成されていた油膜が破断し易くなり、これら各転動体の転動面と内輪軌道及び外輪軌道とが金属接触し易くなる。又、上記各転動体が負荷圏から飛び出す場合にも、大きな拘束力から急に開放される為、同様に滑りが生じ、この滑りに伴って金属接触が生じ易くなる。そして、この様な金属接触に基づいて、上記各転動体の転動面と内輪軌道及び外輪軌道との転がり接触部に早期剥離が生じ易くなる。尚、上記ハウジングの剛性が低い場合には、負荷圏に存在する（通過する）各転動体からの荷重に基づいて、上記外輪軌道も（円周方向に関する溝形状が径方向に波打つ様に）弾性変形し易くなる。そして、この様な軌道面の弾性変形によっても上記滑りが生じ易くなり、早期剥離を加速する可能性がある。

そこで、上記外輪の肉厚h及び幅Wの適正化を図る事により、前述の様に $1.20 \leq \{ (h^{1.5} \cdot W) / (D a^{1.1} \cdot D^{0.5}) \} \leq 2.00$ に規制し、この外輪を弾性変形しにくくして、上述の様な機構により生じる早期剥離を防止する。尚、上記式 $\{ (h^{1.5} \cdot W) / (D a^{1.1} \cdot D^{0.5}) \}$ で計算される値（以下「K」とする）が 1.20 未満の場合には、上記外輪の剛性が低くなり過ぎて、

この外輪をアルミニウム合金製等の剛性の低いハウジングに固定した場合に、この外輪が弾性変形し易くなり、上述の様な剥離が早期に生じる可能性がある。一方、上記Kが2.00を超える場合には、上記外輪の剛性が大きくなり過ぎて、転がり軸受に転動体を組み付ける際に、この外輪が弾性変形領域を超えて塑性変形したり、この外輪に損傷が生じたりする可能性がある。

図面の簡単な説明

図1は、本発明の対象となる転がり軸受を備えたベルト式無段変速機を組み込んだ車両の駆動系の略断面図である。

10 図2は、転がり軸受を取り出して示す拡大断面図の1例である。

図3は、従来から知られているオルタネータの1例を示す略断面図である。

図4は、本発明の実施の形態の1例を示す、図2と同様の断面図である。

図5は、本発明の実施の形態の1例を示す部分断面図である。

図6は、ハウジングの剛性が高い場合に転動体を介して外輪に加わる荷重を模15式的に示す図である。

図7は、ハウジングの剛性が低い場合に転動体を介して外輪に加わる荷重を模式的に示す図である。

図8は、効果を確認する為に行なった実験結果を示す線図である。

20 発明を実施するための最良の形態

図4は、本発明の実施の形態の1例を示している。尚、本発明の特徴は、ベルト式無段変速装置用の入力側、出力側両回転軸1、2（図1参照）を支持する為の転がり軸受3の構造を工夫し、変速機ケースの剛性が低い場合でも、この転がり軸受3の耐久性を十分に確保する点にある。その他の部分の構造及び作用は、

25 前述の図2に示した構造を含めて、従来から知られているベルト式無段変速機用転がり軸受と同様であるので、同等部分には同一符号を付して、重複する説明を省略若しくは簡略にし、以下、本発明の特徴部分を中心に説明する。

本例の場合は、外輪4の軸方向中央部で外輪軌道6を設けた部分の（径方向に関する）最小肉厚をhとし、各転動体8の直径をD aとした場合に、0.4 D a

$\leq h \leq 0.8 D_a$ 、より好ましくは $0.4 D_a \leq h \leq 0.6 D_a$ を満たす様に、上記外輪 4 の寸法を規制している。又、上記外輪 4 及び内輪 5 の軸方向に関する幅 W を、 $1.2 D_a \leq W \leq 2.5 D_a$ を満たす範囲に規制している。この様な本例の転がり軸受 3 の場合には、粘度の低い C V T フルードを使用し、しかも、剛性の低い変速機ケースに組み込む場合でも、剥離寿命を十分に確保する事が可能になる。

即ち、アルミニウム合金の如く、軽量ではあるが剛性の低い変速機ケースに上記外輪 4 を固定する場合でも、この外輪 4 の肉厚 h を徒に大きく（厚く）する事なく、この外輪 4 が弾性変形したり、この変形に伴ってこの外輪 4 に過大な応力 10 が加わる事を防止できる。この為、粘度の低い C V T フルードを使用したり、上記転がり軸受 3 の内部に潤滑油を多量に（例えば $20 \text{ cc}/\text{min}$ を大きく上回る程）流通させない事で、外輪軌道 6 及び内輪軌道 7 と各転動体 8 の転動面との転がり接触部に介在させる油膜の強度を確保しにくい場合でも、この転がり接触部で金属接触が発生する事を防止して、剥離寿命を十分に確保する事が可能になる。 15 従って、必要とする耐久性を確保する為に、上記転がり軸受 3 を大型化する必要がなくなり、入力側回転軸 1 及び出力側回転軸 2 の回転支持部を小型且つ軽量に構成できると共に、回転抵抗の低減を図れる。この結果、ベルト式無段変速機の小型・軽量化及び伝達効率の向上を図れる。

尚、上記外輪 4 a の最小肉厚 h が $0.8 D_a$ を超える場合には、上記転がり軸受 3 に転動体 8 を組み込みにくくなる。即ち、この転がり軸受 3 を自動組立装置で組み立てる場合、通常最後に組み込む転動体 8 は、上記外輪 4 を弾性変形させた状態で組み込む。この為、上記最小肉厚 h が $0.8 D_a$ を超える場合には、上記外輪 4 を弾性変形させる為に必要な荷重が大きくなり、上記外輪 4 や転動体 8 に損傷が生じ易くなったり、自動組立装置で組み立てる事ができなくなる可能性 25 がある。一方、上記最小肉厚 h が $0.4 D_a$ よりも小さい場合には、上記外輪 4 を固定する変速機ケースの剛性が低い場合に、この外輪 4 が弾性変形し易くなつて、上記外輪軌道 6 や内輪軌道 7、各転動体 8 の転動面に早期剥離が生じる可能性がある。

又、上記外輪 4 及び内輪 5 の軸方向に関する幅 W は、これら外輪 4 及び内輪 5

の弾性変形を防止する点からは、大きいほど好ましい。ところが、上記幅Wを大きくすると、これら外輪4及び内輪5の質量も大きくなる。即ち、上記幅Wが2.5 D aを超える場合には、上記外輪4及び内輪5の質量が大きくなり過ぎて、ベルト式無段変速機の伝達効率が低下する可能性がある。一方、上記幅Wが1.25 D aよりも小さい場合には、上記外輪4及び内輪5の剛性が低下して、これら外輪4及び内輪5が弾性変形し易くなる可能性がある。従って、上記幅Wは、1.2 D a以上で2.5 D a以下の範囲に収める事が好ましい。

又、本例の場合、上記外輪4の内周面と内輪5の外周面との間で複数の転動体8を設置した部分の両端開口部に、シール部材を設けていない。但し、駆動側、
10 従動側各ブーリー12、15や無端ベルト18（図1参照）の摩耗紛等、異物が多く侵入する可能性が大きい場合は、転がり軸受の軸方向寸法が許す限り、上記シール部材を設ける事が好ましい。この様なシール部材としては、軽接触型のトランスマッショング用シールの他、金属板製で非接触型のもの、接触型或は非接触型のニトリルシールやアクリルシール又はフッ素シール等を、使用温度を勘案して
15 選択使用できる。

又、上記各転動体8を転動自在に保持する保持器9の構造及び材質に関しては、特に限定しないが、使用時の回転速度が特に早い場合には、合成樹脂製の冠型保持器を使用する事が、保持器と転動体との間の摩擦を低減すると共に、硬い摩耗粉の発生を抑えて長寿命化を図る面からは好ましい。これに対して、大きな変動
20 荷重が作用する為、保持器切れ（破断）の発生が考えられる様な場合には、金属製の波形保持器を使用する事が好ましい。

更に、本例の場合、転がり軸受3を構成する外輪4、内輪5、転動体8を、それぞれ残留オーステナイト量 γ_R が5～15容量%である軸受鋼2種（SUJ2）により構成している。但し、ベルト式無段変速機内部に存在し、CVTフルードに混入して上記転がり軸受3の転動体8の設置空間を通過する異物の量が多い場合には、外輪4、内輪5、転動体8を構成する鋼材を少なくとも一部位に浸炭処理若しくは浸炭窒化処理する事が好ましい。この様な処理により、上記外輪4、内輪5、転動体8の表面の残留オーステナイト量を20～45容量%と共に、この表面の硬度をHRC62～67程度にすれば、上記異物によるこの

表面の損傷を防止して、上記転がり軸受3の耐久性向上を図れる。更に、この転がり軸受3の使用温度が150℃以上に達する場合には、上記外輪4、内輪5、転動体8に、残留オーステナイト量を0～5%程度に抑える、寸法安定化処理を施す事が好ましい。この場合に、前記シール部材として、耐熱性ゴムを備えたも5のを使用する事も好ましい。

又、本例の場合、上記転がり軸受3の内部隙間を普通隙間とし、外輪軌道6及び内輪軌道7の断面形状の曲率半径を、何れも各転動体8の直径の0.52倍(0.52Da)としている。但し、上記内部隙間並びに上記各軌道6、7の断面形状の曲率半径を適正に規制して(小さく抑えて、例えば少なくとも内輪軌道10 7の曲率半径を0.505Daとして)、外輪軌道6の曲率半径を0.535Daとし、ラジアル方向のがたつき及びアキシャル方向のがたつきを抑制したり、上記各転動体8の転動面と外輪軌道6及び内輪軌道7との接触圧を均一にすれば、耐久性を中心とする性能を更に向上させる事も可能になる。又、転がり軸受3が、図示の様な単列深溝型玉軸受の場合に限らず、アンギュラ型等の他の型式の玉軸受、更には円筒ころ軸受や円すいころ軸受、ニードル軸受等、他の軸受の場合でも、同様の作用・効果を得られる。

実施例

次に、本発明の効果を確認する為に行なった実験に就いて説明する。実験では、20 次の表1に示す様な、外輪4の最小肉厚hを転動体(玉)8の直径Daの0.4～0.8倍とした何れも本発明の技術的範囲に属する10種類の試料(実施例1～10)と、本発明の技術的範囲からは外れる4種類の試料(比較例1～4)との、合計14種類の試料に就いて、それぞれの耐久性を測定した。尚、これら各試料は、JIS名番6209(内径d=45mm、外径D=85mm、幅W=19mm、25玉径Da=11.906mm)、及び、JIS名番6310(内径d=50mm、外径D=110mm、幅W=27mm、玉径Da=11.906mm)の玉軸受を基(ベース)にし、それぞれの外輪の外径及び各玉の直径を変える事により、下記の表1に記載した寸法に調整した。

【表1】

		外輪の外径D [mm]	外輪の肉厚h [mm]	玉の直径D _a [mm]	h	L ₁₀ 寿命 [hr]	破損の有無	その他
実 施	1	87	5	11.906	0.42Da	500	5/5異常なし	6209ベース
	2	89	6		0.50Da	500	5/5異常なし	
	3	91	7		0.59Da	500	5/5異常なし	
	4	93	8		0.67Da	500	1/5玉傷あり	
	5	95	9		0.76Da	500	2/5玉傷あり	
例 例	6	117	8	19.050	0.42Da	500	5/5異常なし	6310ベース
	7	119	9		0.47Da	500	5/5異常なし	
	8	121	10		0.53Da	500	5/5異常なし	
	9	123	11		0.58Da	500	5/5異常なし	
	1	125	12		0.63Da	500	1/5玉傷あり	
比 較 例	1	85	4	11.906	0.34Da	97	5/5外輪剥離	6209(標準)
	2	97	10		0.84Da	125	5/5玉剥離	6209ベース
	3	110	4.5	19.050	0.23Da	84	5/5外輪剥離	6310(標準)
	4	113	6		0.31Da	91	5/5外輪剥離	6310ベース

そして、上記表1に記載した寸法の各転がり軸受3を、図1に示す様なベルト式無段変速機に組み込んで、入力側回転軸1を変速機ケースに対し回転自在に支持する為に利用した。転がり接触部を構成する各面の粗さは、通常の転がり軸受5と同様に、算術平均粗さR_aで0.01~0.03μmとした。又、軸受材料は、標準の軸受鋼2種(SUJ2、硬度=HRC60~65)とした。更に、保持器9は、鉄製の波型プレス保持器を使用した。又、各転動体(玉)8は、SUJ2をずぶ焼き入れ、焼き戻しした後、研削仕上げ+超仕上げをしたものとした。

そして、次述する条件下で、目標時間を500時間とする耐久試験を行ない、10試験後に転がり軸受3を分解して、当該転がり軸受3の構成部品の破損の有無の確認すると共に、L₁₀寿命(定格疲れ寿命)を求めた。尚、今回行なった実験では、入力側回転軸1の回転支持部分に組み込む転がり軸受3の耐久性を求める為、出力側回転軸2の回転支持部に組み込んだ転がり軸受3に関しては、十分な量(200cc/min)の潤滑油(CVTフルード)を供給した。そして、試験対象15外の転がり軸受3に、試験対象の転がり軸受3よりも前に損傷が発生しない様にした。

試験条件は次の通りである。

試験装置：図1に示したベルト式無段変速機

試料個数：各試料毎に5個

判定方法：500時間運転後に分解。但し、途中で振動値が急上昇した場合にはその時点で打ち切り後、分解。

エンジンから入力側回転軸1への入力トルク：25.0 N·m (JIS名番6209及び6209ベースの軸受)、50.0 N·m (JIS名番6310及び56310ベースの軸受)

入力側回転軸1の回転速度：6000 min⁻¹

潤滑油：CVTフルード {40°Cでの動粘度=35 mm²/sec = 35 × 10⁻⁶ m²/s (35 cSt)、100°Cでの粘度=7 mm²/sec = 7 × 10⁻⁶ m²/s (7 cSt) }

10 潤滑油流量：10 cc/min

軸受温度：120°C

尚、それぞれの転がり軸受ごとに、エンジントルクと転がり軸受の基本動定格荷重との比をほぼ同じにした。

上述の様な条件で行なった実験の結果から、次の事が分かる。

15 先ず、本発明の技術的範囲に属する実施例1～10に関しては、何れも目標時間である500時間に達するまで転がり軸受3が損傷する事なく、運転を継続できた。又、このうちの実施例1～3及び実施例6～9に関しては、試験後に軌道面を確認したところ、研磨目が残っており、潤滑状態が良好であった。又、外輪4の外周面にクリープに基づく損傷も認められなかった。

20 一方、実施例4、5、10に関しては、転動体(玉)8に傷が見受けられた。

この様な損傷は、外輪4の肉厚hが十分に大きい事により、上記転動体(玉)8を転がり軸受3に組み込む際に、上記外輪4が弾性変形しにくくなつて生じたと考えられる。従つて、この様な転がり軸受3の組立時に上記転動体8に傷を付きにくくすべく、上記外輪の肉厚hを0.4 Da～0.6 Da (0.4 Da ≤ h ≤ 25.0.6 Da) とする事がより好ましい事が分かる。

又、本発明の技術的範囲からは外れる比較例1～4に関しては、何れの場合も、早期に(84～125時間経過した時点で)転がり接触部分に剥離を生じ、著しい振動を発生した。又、このうちの比較例1、3に関しては、軌道面を確認したところ、研磨目の一部が残つておらず、局所的な金属接触(メタルコンタクト)

が生じていたと考えられる。又、外輪4の外周面にクリープに基づく損傷が認められ、このクリープに基づいて外輪負荷圏で転動体8の滑りが生じていたと考えられる。又、比較例2に関しては、外輪4の肉厚hが0.84Daと大き過ぎる為、転がり軸受3に転動体（玉）8を組み込む際に生じた損傷を起点として、早5期に剥離が発生したと考えられる。又、比較例4に関しては、外輪4の肉厚hが0.31Daと小さ過ぎる為、比較例1、3と同様に、外輪4の弾性変形に伴う転がり接触部での金属接触に基づく損傷が、外輪軌道6に認められた。

図5は、本発明の実施の形態の他の1例を示している。深溝型玉軸受である、本例の転がり軸受104は、外周面に内輪軌道105を形成した、回転輪である10内輪106と、内周面に外輪軌道107を形成した、固定輪である外輪108と、これら内輪軌道105と外輪軌道107との間に転動自在に設けた、それぞれが転動体である複数個の玉109とを備える。又、上記外輪108の内周面と内輪106の外周面との間で複数個の玉109を設置した部分の両端開口部に、シールリング114を設けている。

15 特に、本例の転がり軸受104の場合には、上記外輪108の外径をDとし、この外輪108の軸方向に関する幅をWとし、この外輪108の軸方向中央部で上記外輪軌道107を設けた部分の最小肉厚をhとし、上記各玉9の直径をDaとした場合に、 $\{(h^{1.5} \cdot W) / (Da^{1.1} \cdot D^{0.5})\}$ で計算される値Kが、 $1.20 \leq K \leq 2.00$ を満たす様に、各寸法を規制している。

20 上述の様に構成する本例の転がり軸受104によれば、アルミニウム合金等の軽金属製の様に剛性の低いハウジングに外輪108を固定する場合でも、この外輪108延いては転がり軸受104を徒に大型化する事なく、この外輪108の剛性を十分に確保して、この外輪108の弾性変形に基づく早期剥離を防止できる。

25 即ち、上記ハウジングの剛性が低いと、上記外輪108はこのハウジングと共に無視できない程に弾性変形し、この様な弾性変形に起因して早期剥離が生じる事が、本発明者の研究により分かった。具体的には、この外輪108を固定するハウジングの剛性が大きい場合には、転がり軸受に荷重が加わると、各玉109からの荷重分布が図6に矢印で示す様になる。一方、このハウジングの剛性が低

い場合には、同じく各玉109からの荷重分布が図7に矢印で示す様になる。これら図6、7から明らかな様に、上記ハウジングの剛性が大きい場合には、上記外輪108に多くの玉109から平均的に荷重が加わる（負荷圏が広い）のに対して、上記ハウジングの剛性が低い場合には、少ない玉109に荷重が集中した5状態で上記外輪108に加わる（負荷圏が狭くなる）事となる。即ち、上記外輪108が荷重の加わる部分（ラジアル荷重負荷圏最下点）を中心に径方向外側に広がる様に弾性変形してこの広がった部分が荷重を支承しなくなるので、上記荷重の加わる部分に荷重が集中する傾向となる。そして、この様に荷重が集中する部分に上記各玉109が非負荷圏から突入すると、これら各玉109に急激に拘10束力が加わり（拘束される程度が著しくなり）、これら各玉109の転動面と上記外輪軌道107及び内輪軌道105とで著しい滑りを生じ易くなる。

そして、この滑りに伴って、これら各玉109の転動面と内輪軌道105及び外輪軌道107との転がり接触部に形成されていた油膜が破断し易くなり、これら各玉109の転動面と内輪軌道105及び外輪軌道107とが金属接触し易く15なる。又、上記各玉109が負荷圏から飛び出す場合にも、大きな拘束力から急に開放される為、同様に滑りが生じ、この滑りに伴って金属接触が生じ易くなる。そして、この様な金属接触に基づいて、上記各玉109の転動面と内輪軌道105及び外輪軌道107との転がり接触部に早期剥離が生じ易くなる。尚、上記ハウジングの剛性が低い場合には、負荷圏に存在する（通過する）各玉109から20の荷重に基づいて、上記外輪軌道107が（円周方向に関する溝形状が径方向に波打つ様に）弾性変形し易くなる。そして、この様な軌道面の弾性変形によっても上述の様な滑りが生じ易くなり、早期剥離を加速する可能性もある。又、上記金属接触は、高振動、高温、潤滑油に含まれる水分や結露等による水分の混入が多い程発生し易くなる。

25 そこで、上記外輪108の肉厚h及び幅Wの適正化を図る事により、前述の様に $\{(h^{1.5} \cdot W) / (D_a^{1.1} \cdot D^{0.5})\}$ で計算される値Kを、 $1.20 \leq K \leq 2.00$ の範囲内に規制し、上記外輪108を弾性変形しにくくして、上述の様な機構により生じる早期剥離を防止している。即ち、負荷圏の両端部で上記各玉109を拘束したり、拘束を解除したりするのを比較的緩徐に行なわせて、

上記早期剥離を防止している。尚、上記Kが1. 20未満の場合には、上記外輪108の剛性が低くなり過ぎて、この外輪108をアルミニウム合金製等の剛性の低いハウジングに固定した場合に、この外輪108が弾性変形し易くなつて、上述の様な剥離が早期に生じる可能性がある。一方、上記Kが2. 00を超える5場合には、上記外輪108の剛性が大きくなり過ぎて、転がり軸受104に上記各玉109を組み付ける際に、この外輪108が弾性変形領域を超えて塑性変形したり、この外輪108に損傷が生じたりする可能性がある。

又、本発明者は、転がり軸受104の回転抵抗に基づいて上記外輪108が上記内輪106の回転方向と同方向に回転する、外輪のクリープ現象にも着目した。10 そして、上述の様に外輪108の肉厚h及び幅Wの適正化を図りこの外輪108を弾性変形しにくくする事で、上述の様な早期剥離と共に外輪のクリープ現象も防止できる事が分かった。即ち、外輪108の剛性を確保する事により、上記外輪108とハウジングとの間の局部的な面圧の増大を抑えられ、この局部的な面圧の増大に起因して生じる外輪のクリープを防止できる事が分かった。

15 次に、本発明の効果を確認する為になつた実験に就いて説明する。実験は、下記の表2及び表3にそれぞれ示す試料に就いて、それぞれの耐久性を測定した。尚、これら表2及び表3中、本発明の技術的範囲に属する試料を実施例11～16とし、本発明の技術的範囲からは外れる試料を、比較例5～8としている。又、下記の表1に示す各試料は、JIS名番6204（内径d=20mm、外径D=420.7mm、幅W=14mm、玉径Da=7.937mm、外輪の最小肉厚h=2.781mm）の標準軸受鋼2種（S U J 2）の深溝型玉軸受を基（ベース）にし、同じく表2に示す各試料は、JIS名番6207（内径d=35mm、外径D=72mm、幅W=17mm、玉径Da=11.112mm、外輪の最小肉厚h=3.694）の標準軸受鋼2種（S U J 2）の深溝型玉軸受を基にし、それぞれの外輪の外径D25を変える事により、 $\{(h^{1.5} \cdot W) / (Da^{1.1} \cdot D^{0.5})\}$ で計算されるKの値を調整した。

【表2】

	外輪の外径D [mm]	$k = \{ (h^{1.5} \cdot W) / (D a^{1.1} \cdot D^{0.5}) \}$	資料No	試験時間 [hr]
比較例5	$\phi 47$	0.97	①	265
			②	303
			③	211
			④	335
			⑤	198
比較例6	$\phi 47.5$	1.10	①	358
			②	387
			③	432
			④	500 ←
			⑤	455
実施例11	$\phi 48$	1.22	①	500 ←
			②	465
			③	500 ←
			④	500 ←
			⑤	500 ←
実施例12	$\phi 48.5$	1.36	①	500 ←
			②	500 ←
			③	500 ←
			④	500 ←
			⑤	500 ←
実施例13	$\phi 49$	1.51	①	500 ←
			②	500 ←
			③	500 ←
			④	500 ←
			⑤	500 ←

【表3】

	外輪の外径D [mm]	$k = \{ (h^{1.5} \cdot w) / (D_a^{1.1} \cdot D^{0.5}) \}$	資料No	試験時間 [hr]
比較例7	$\phi 72$	1. 01	①	388
			②	452
			③	546
			④	420
			⑤	553
比較例8	$\phi 72.5$	1. 11	①	486
			②	580
			③	530
			④	670
			⑤	710 ←
実施例14	$\phi 73$	1. 21	①	710 ←
			②	710 ←
			③	710 ←
			④	682
			⑤	710 ←
実施例15	$\phi 73.5$	1. 31	①	710 ←
			②	710 ←
			③	710 ←
			④	710 ←
			⑤	710 ←
実施例16	$\phi 74$	1. 42	①	710 ←
			②	710 ←
			③	710 ←
			④	710 ←
			⑤	710 ←

そして、これら各表2、3に記載した各寸法の転がり軸受を、次述する条件の下で、目標時間をそれぞれ500時間（表2の場合）、710時間（表3の場合）とする耐久試験を行ない、剥離が発生するまでの時間を調べた。尚、目標時間5間をこの様に設定した理由は、本実験条件の場合の L_{10} 寿命（定格疲れ寿命）がそれぞれ494時間（表2の場合）、705時間（表3の場合）となる為である。

又、今回行なった実験では、外輪をハウジングに固定すると共に、内輪を回転させる、内輪回転とした。又、表2の試料の場合には、外輪の内周面と内輪の外周面との間で複数個の玉を設置した部分の両端開口部にシールリングを設けると共に、グリースによる潤滑とした。又、表3の試料の場合には、シールリングを設けずに複数個の玉を設置した部分の両端開口部を開放すると共に、この部分に潤滑油を流通させる事による強制潤滑とした。

実験条件は次の通りである。

① 表2の試料の場合

試料個数 : 各試料毎に5個

10 内部隙間 : C3

内輪軌道及び外輪軌道の曲率半径 : 玉の直径の52%

荷重 : P(軸受荷重) / C(動定格荷重) = 0.15

内輪の回転速度 : 10000min⁻¹

潤滑剤 : EA2グリース、封入量35%

15 霧囲気温度 : 100°C

水の混入 : グリース中にこのグリースの1重量%の割合で混入

② 表2の試料の場合

試料個数 : 各試料毎に5個

内部隙間 : C3

20 内輪軌道及び外輪軌道の曲率半径 : 玉の直径の52%

荷重 : P(軸受荷重) / C(動定格荷重) = 0.15

内輪の回転速度 : 7000min⁻¹

潤滑剤 : ATFフルード {40°Cでの動粘度 = 35mm²/sec = 35 × 10⁻⁶ mm²/s (35cSt)、100°Cでの粘度 = 7mm²/sec = 7 × 10⁻⁶ mm²/s (7cS)}

25 t)}

油温 : 100°C

水の混入 : 潤滑油3L中に1重量%の割合 (30cc) で混入

上述の様な条件で行なった実験の結果から、次の事が分かる。

先ず、上記表1に関しては、標準の外輪の外径であり、本発明の技術的範囲か

らは外れる比較例 5 ($D = 47\text{mm}$ 、 $k = 0.97$) の場合、総ての試料が計算寿命 (L_{10} 寿命) の 494 時間に至らず、早期剥離が発生した。一方、本発明の技術的範囲に属する実施例 11～13 の場合は、大部分 (15 個中 14 個) が計算寿命を満足した。尚、外輪の外径 D が 49mm を越えるものに関しても、早期剥離を防止できる事を確認しているが、この外輪の外径 D が 51mm ($K = 2.10$)、即ち、 K が 2.00 を超える場合には、転がり軸受に玉を組み込む際に外輪が塑性変形してしまう為、好ましくない。

又、上記表 3 に関しても、標準の外輪の外径であり、本発明の技術的範囲からは外れる比較例 3 ($D = 72\text{mm}$ 、 $k = 1.01$) の場合、総ての試料が計算寿命 (L_{10} 寿命) の 705 時間に至らず、早期剥離が発生した。一方、本発明の技術的範囲に属する実施例 14～16 の場合は、大部分 (15 個中 14 個) が計算寿命を満足した。尚、外輪の外径 D が 74mm を越えるものに関しても、早期剥離を防止できる事を確認しているが、この外輪の外径 D が 77mm ($K = 2.11$)、即ち、 K が 2.00 を超える場合には、転がり軸受に玉を組み込む際に外輪が塑性変形してしまう為、好ましくない。

図 8 に、転がり軸受の寿命と K の値との関係を示す。この図 8 からも明らかなる様に、アルミニウム合金製等の剛性の低いハウジングに外輪を固定する場合でも、 K を 1.20～2.00 に規制する事によりこの外輪を弾性変形にくくし、寿命を十分に確保できる。

20

産業上の利用の可能性

本発明のベルト式無段変速機用転がり軸受は、以上に述べた通り構成され作用するので、粘性の低い C V T フルードを使用し、しかも外輪を剛性の低い変速機ケースに固定した場合でも、十分な耐久性を得られる。この為、耐久性を確保しつつ、ベルト式無段変速機の効率を向上させる事が可能になる。

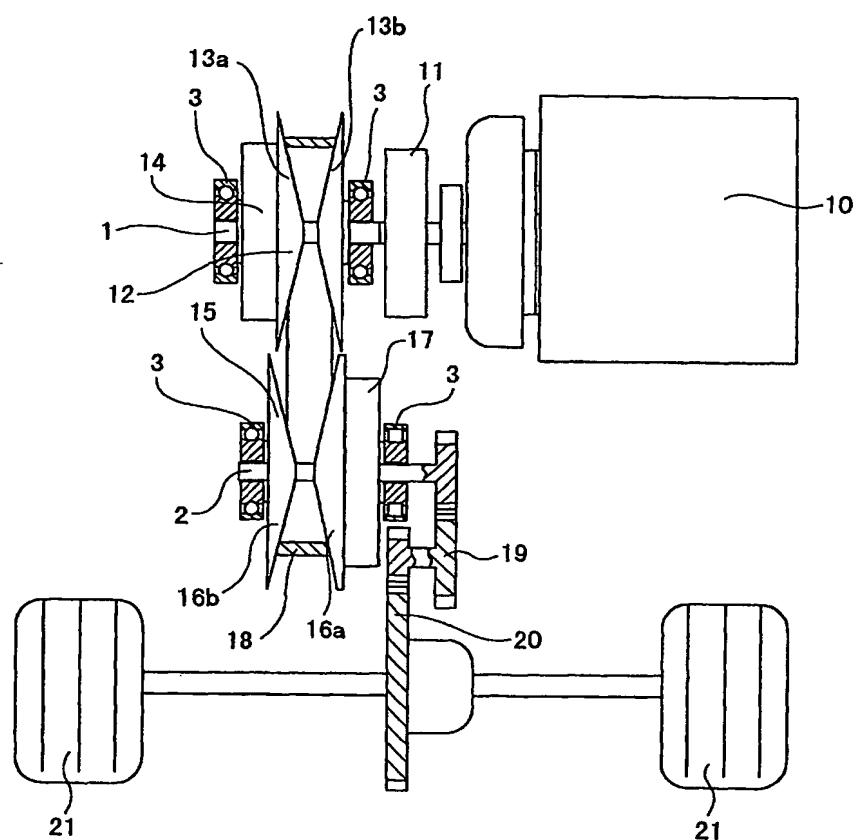
また、本発明は、以上に述べた通り構成され作用するので、アルミニウム合金製等の剛性の低いハウジングに外輪を固定する場合でも、この外輪を徒に大型化する事なく、早期剥離が生じる事を防止して、転がり軸受を組み込んだ各種回転機械装置の耐久性向上に寄与できる。特にオルタネータやトランスマッキションの

様に、ブーリや歯車を設けた回転軸を上述の様な剛性の低いアルミニウム合金等により造られたハウジングに支持する場合に好適であり、この様なオルタネータやトランスミッションの耐久性、信頼性の向上に寄与できる。

請求の範囲

1. 転がり軸受であって以下を有する、
内周面に外輪軌道を有する外輪と、
5 外周面に内輪軌道を有する内輪と、
外輪軌道と内輪軌道との間に転動自在に設けられた複数個の転動体、
外輪の軸方向中央部で外輪軌道を設けた部分の最小肉厚を h とし、各転動体の
直径 D_a とした場合に
0. $4D_a \leq h \leq 0.8D_a$
10 を満たす。
2. 転がり軸受であって以下を有する、
外周面に内輪軌道を形成した内輪と、
内周面に外輪軌道を形成した外輪と、
内輪軌道と外輪軌道との間に転動自在に設けられた複数個の転動体、
15 外輪の外径を D とし、外輪の軸方向に関する幅を W とし、外輪の軸方向中央部
で外輪軌道を設けた部分の最小肉厚を h とし、各転動体の直径 D_a とした場合に
1. $20 \leq \{ (h^{1.5} \cdot W) / (D_a^{1.1} \cdot D^{0.5}) \} \leq 2.00$
を満たす。

図 1



2 / 7

図 2

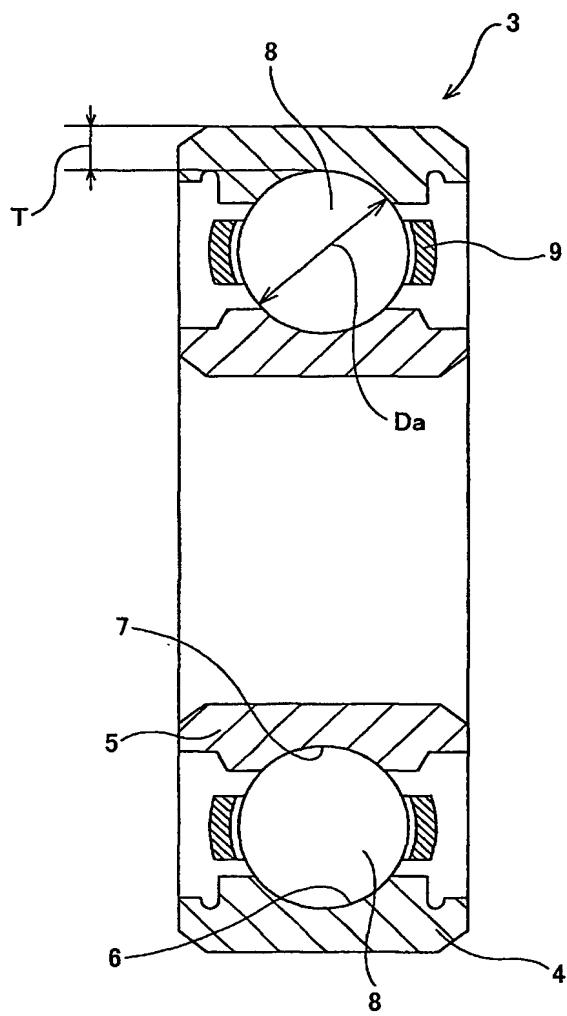
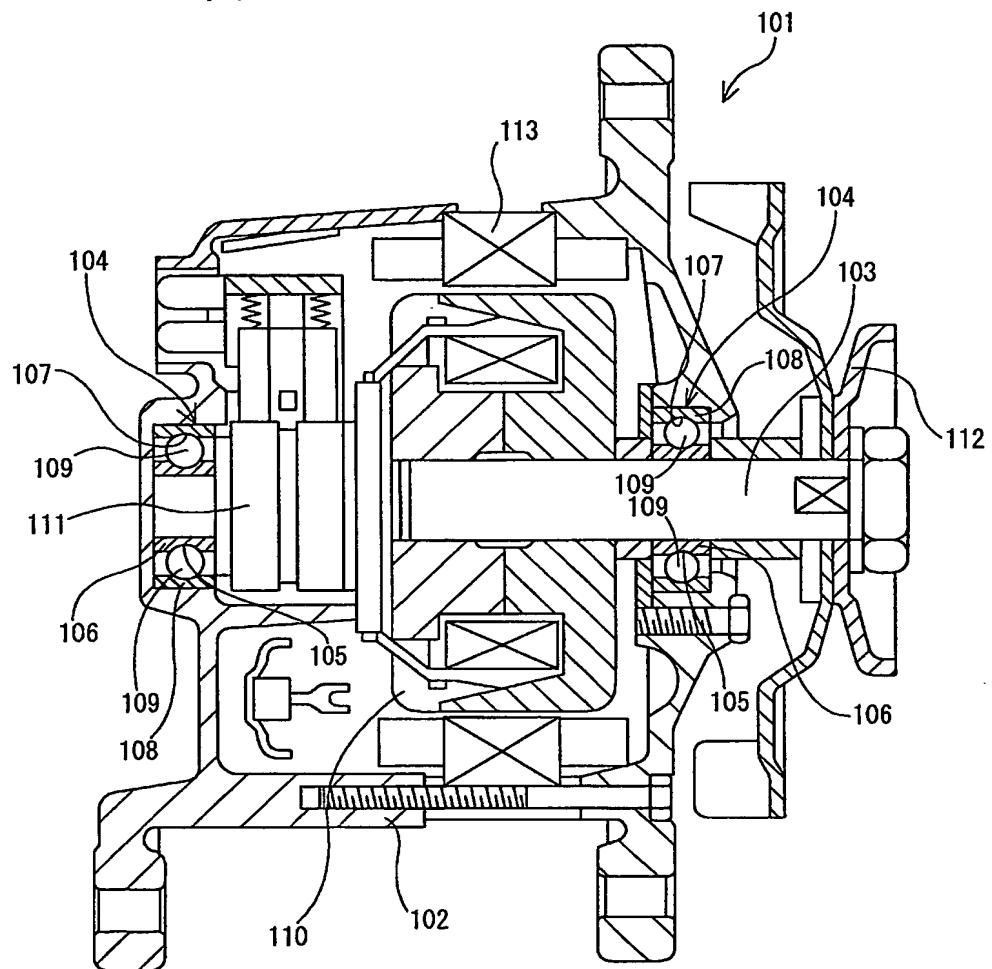
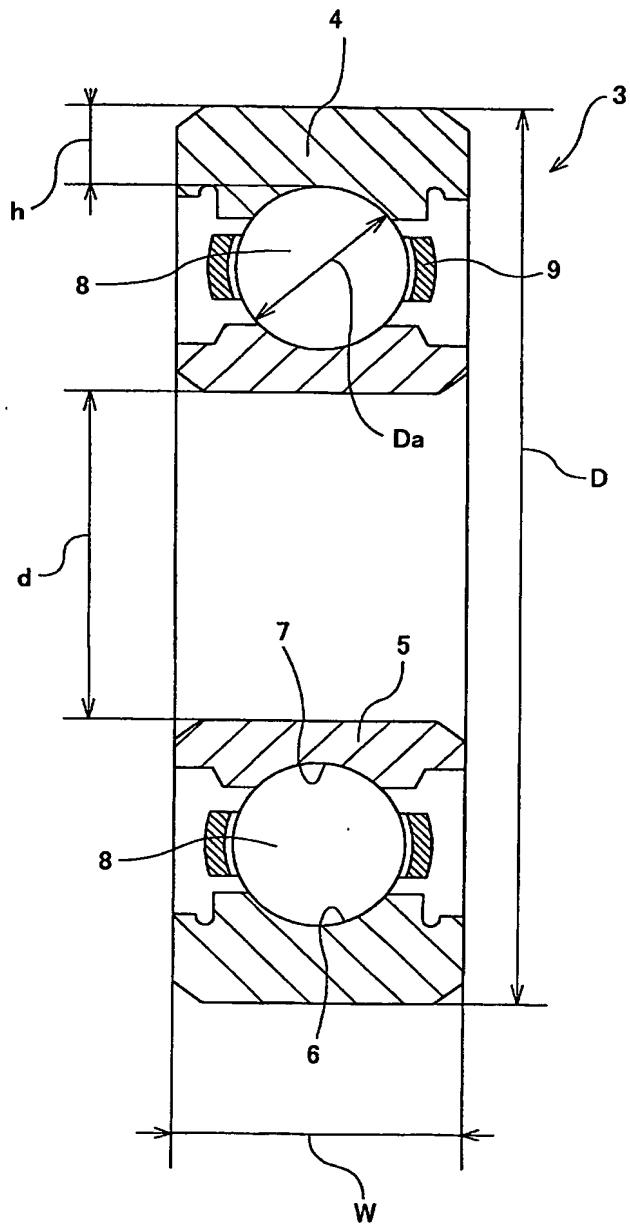


図 3

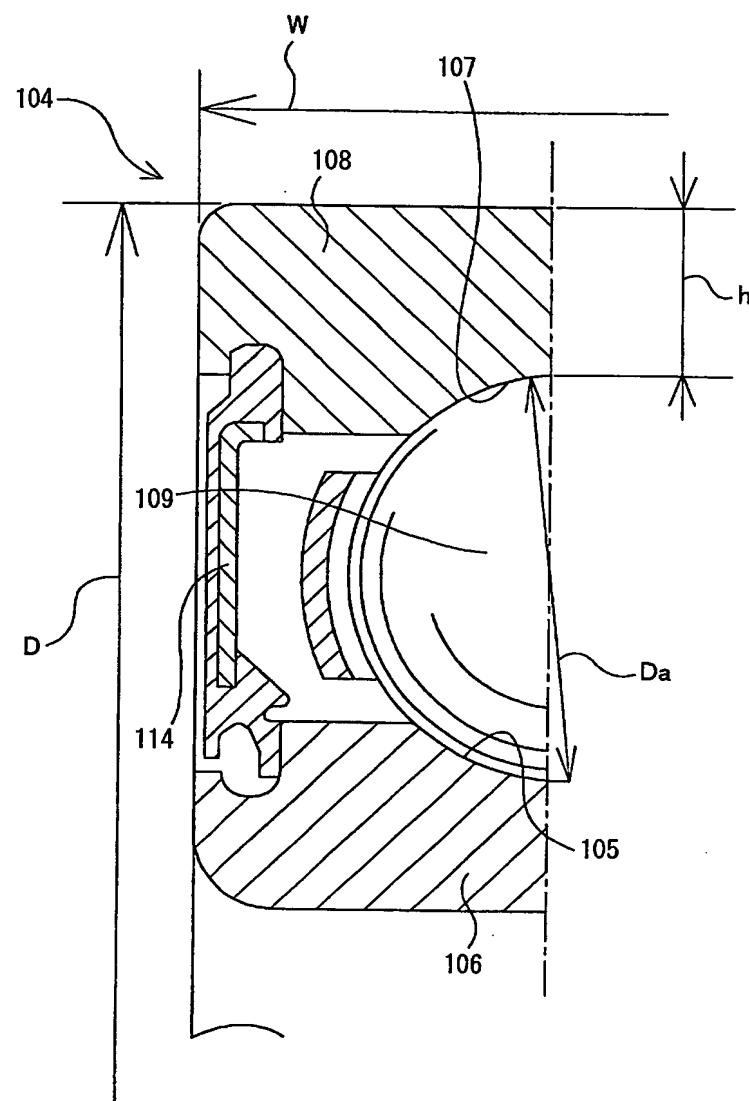


4 / 7

図 4



5



6 / 7

図 6

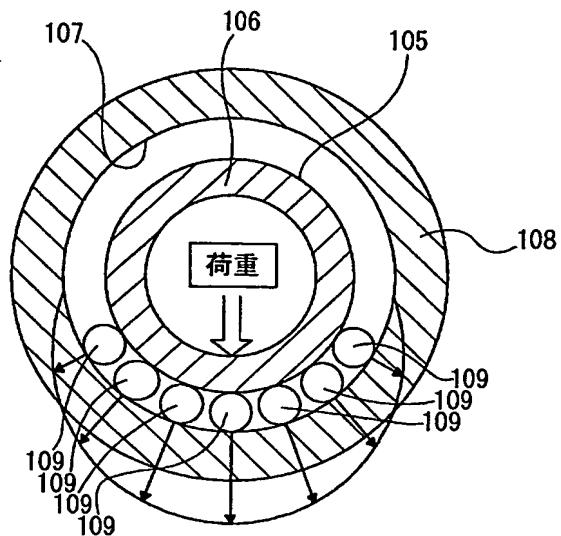
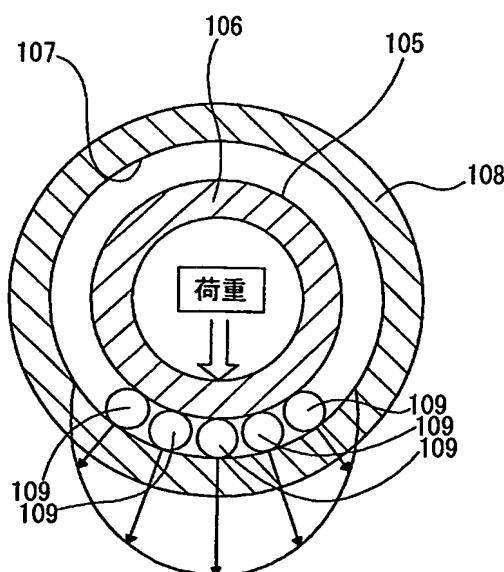
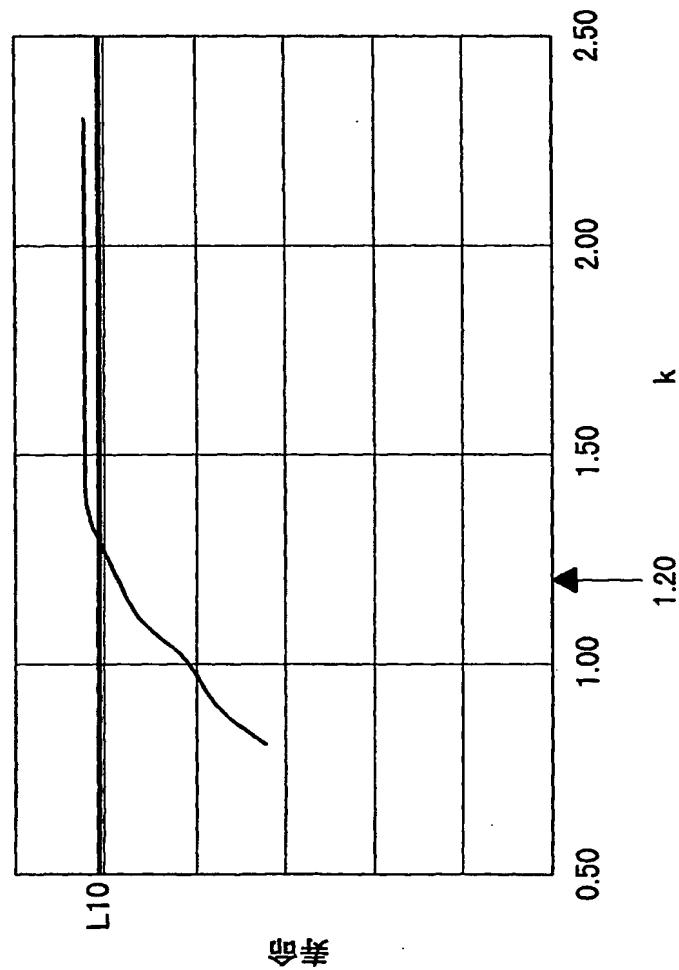


図 7



7 / 7

図 8



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/09209

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ F16C33/58, 33/32, 19/06

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F16C33/58-33/64, 33/30-33/34, 19/00-19/06

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2003

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2003 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	FR 2792378 A1 (SKF FRANCE), 20 October, 2000 (20.10.00), & WO 00/63569 A1 & EP 1171718 A1 & CN 1346426 T & JP 2002-542436 A & CN 1098980 B & DE 60000541 T	1-2
A	JP 2001-82462 A (NSK Ltd.), 27 March, 2001 (27.03.01), & US 6231242 B1	1-2

 Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

- * Special categories of cited documents:
- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier document but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
- "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search 21 October, 2003 (21.10.03)	Date of mailing of the international search report 11 November, 2003 (11.11.03)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office	Authorized officer
Facsimile No.	Telephone No.

国際調査報告

国際出願番号 PCT/JP03/09209

A. 発明の属する分野の分類(国際特許分類(IPC))

Int. Cl. 7 F16C33/58, 33/32, 19/06

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料(国際特許分類(IPC))

Int. Cl. 7 F16C33/58-33/64, 33/30-33/34, 19/00-19/06

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年
 日本国公開実用新案公報 1971-2003年
 日本国登録実用新案公報 1994-2003年
 日本国実用新案登録公報 1996-2003年

国際調査で使用した電子データベース(データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	FR 2792378 A1 (SKF FRANCE) 200 0. 10. 20 & WO 00/63569 A1 & EP 1171718 A1 & CN 1346426 T & JP 2002-542436 A & CN 1098980 B & DE 60000541 T	1-2
A	JP 2001-82462 A (日本精工株式会社) 200 1. 03. 27 & US 6231242 B1	1-2

 C欄の続きにも文献が列挙されている。 パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献(理由を付す)
 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日 21. 10. 03	国際調査報告の発送日 11.11.03
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/JP) 郵便番号 100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	特許庁審査官(権限のある職員) 藤村 泰智 電話番号 03-3581-1101 内線 3326 3 J 9247 角井 不